



УДК 621.165

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЛОПАТОК ПОСЛЕДНИХ СТУПЕНЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

## INCREASE STEAM TURBINE LAST STAGE BLADES RELIABILITY

**Залужский Владимир Сергеевич**, магистрант каф. «Турбины и двигатели», Уральский Федеральный Университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: [vladimirzaluzhsky@gmail.com](mailto:vladimirzaluzhsky@gmail.com), Тел.: +7(999)510-29-10

**Плотников Петр Николаевич**, доктор техн. наук, профессор каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н.Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: [plot24@mail.ru](mailto:plot24@mail.ru). Тел.: +7(922)221-50-27

**Vladimir S. Zaluzhskii**, Master student, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: [vladimirzaluzhsky@gmail.com](mailto:vladimirzaluzhsky@gmail.com), Ph.: +7(999)510-29-10

**Petr N. Plotnikov**, Doctor of technical sciences, Professor, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: [plot24@mail.ru](mailto:plot24@mail.ru). Ph.: +7(922)221-50-27

**Аннотация:** В работе рассматриваются вопросы надежности существующих конструкций лопаток последних ступеней теплофикационных паровых турбин. Проанализирована статистика поломок лопатки последней ступени паровой турбины Т-250/300-240. Выявлены возможные варианты изменения конструкции с целью увеличения надежности и экономичности данной ступени.

**Abstract:** The paper deals with the reliability of the existing structures of the blades of the last stages of cogeneration steam turbines. It analyzes the last stage blades failures statistics of the steam turbine T-250 / 300-240. Identified possible design changes in order to increase the reliability and efficiency of this stage.

**Ключевые слова:** паровая турбина; рабочая лопатка; бандаж, демпфирование, эрозия.

**Keywords:** steam turbine; blade; shroud, damping, erosion.

Одним из наиболее напряженных узлов турбины, в значительной степени определяющих экономичность, надежность и общую конструктивную схему всего турбоагрегата, является лопаточный аппарат в целом и ЦНД в особенности. Конструкция лопатки последних ступеней существенно зависит от уровня научного обеспечения проектирования в вопросах аэродинамики потока, статической и динамической прочности, возможностей металлургической базы, применяемых материалов и существующих технологий обработки. На сегодня создание лопатки «предельной» длины требует больших усилий и затрат, на базе созданной лопатки большой длины, как правило, строится серия турбин различной мощности [1].

Ключевой проблемой при создании новых типов мощных паровых турбин является проблема проектирования лопаток последних ступеней цилиндра низкого давления (ЦНД). Увеличение единичной мощности ( $N_e$ ) паровой турбины требует увеличение площади выхода ЦНД ( $F$ ) и,

как следствие, увеличения длины лопаток ( $l$ ) его последних ступеней.

$$N_e = G \cdot H, \quad (1)$$

$$G = \rho \cdot C_{1a} \cdot F, \quad (2)$$

$$F = \pi \cdot D \cdot l, \quad (3)$$

где  $G$  – расход рабочего тела,  $D$  - средний диаметр рабочего колеса турбины,  $\rho$  - плотность рабочего тела,  $C_{1a}$  - абсолютная скорость в осевом направлении на выходе из соплового аппарата [7].

В качестве объекта исследований была выбрана последняя ступень ЦНД теплофикационной паровой турбины Т-250/300-240. При ее создании Турбомоторный завод (в настоящий момент ЗАО «Уральский турбинный завод») стремился приблизить экономичность теплофикационной турбины при работе в максимальном конденсационном режиме к экономичности конденсационных турбин мощностью 300 МВт. Этим, в первую очередь, определен выбор длины

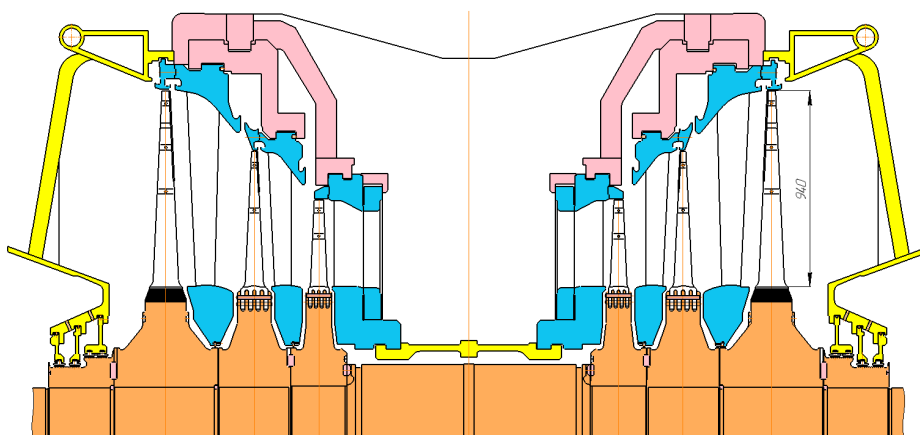


Рис. 1. Продольный разрез ЦНД турбины Т-250/300-240

рабочих лопаток последней ступени (940 мм.) и ее торцевой площади (14,1 м<sup>2</sup>) [8]. Используемая лопатка последней ступени имеет сложный профиль переменного сечения и большой угол предварительной закрутки. Такая геометрия определяет ее большую изгибно-крутильную податливость, что приводит к высоким уровням напряжений и вибраций. С целью увеличения жесткости лопаточного аппарата в данной ступени применяются 3 ряда межлопаточных связей.

Демпферная связь состоит из двух сегментов полукруглого сечения, сдвинутых относительно друг друга на половину длины и установленных в шахматном порядке. Фиксация сегментов демпферной проволоки относительно лопаток производится отгибом их концов или же наплавкой стопорных «бобышек».

Бандажные связи очень важны для лопаток последних ступеней. При их отсутствии не только снижается вибрационная надежность облопачивания, но и происходит упругая раскрутка лопатки: под действием центробежной силы профили в отдельных сечениях лопатки поворачиваются вокруг ее продольной оси (иногда на 10-12°) и начинают занимать не то положение, на которое рассчитана лопатка. В результате обтекание лопаток потоком пара становится нерасчетным и экономичность ступени снижается.

Однако применение проволоочных связей крайне нежелательно по целому ряду причин. Во-первых, для их установки в профиле лопатки приходится выполнять отверстия, являющиеся концентраторами напряжений и потенциальными зонами образования трещин с последующим обрывом. Это заставляет в месте установки проволоки утолщать профиль. Тем самым обтекание паром зоны установки проволоки становится неудовлетворительным и возникают дополнительные потери энергии. Во-вторых, затруднительно обеспечить прочность самой проволоочной связи, находящейся в потоке

влажного пара в поле действия центробежных сил. Обрывы проволоочных связей – достаточно частое явление. Оборвавшаяся проволоочная связь может быть не только причиной разрушения лопаточного аппарата вследствие ее заклинивания между вращающимися и неподвижными деталями, но и причиной изменения вибрационных характеристик облопачивания, что также в конечном счете может привести к разрушению лопаток. Поэтому, стремясь обеспечить их надежность, связи часто выполняют из трубок или из титановых проволок.

В-третьих, технология установки проволоочных связей сложна, при их ремонте возникает разбалансировка ротора, которую необходимо восстанавливать [6].

Причины недостаточной надежности лопаток последних ступеней связаны с тремя основными этапами жизненного цикла рассматриваемого объекта – проектным, технологическим и эксплуатационным. На первом этапе (проектном) имеются большие сложности с учетом всех особенностей работы рассматриваемых лопаток, в связи с этим принимаемые упрощения при проектировании могут приводить к не до конца отработанным конструкторским решениям. Второй этап (технологический) может усугублять проблемы проектирования за счет недостаточного качества применяемых материалов, качества изготовления и монтажа. На третьем этапе (эксплуатационном) проявляются все недостатки первого и второго этапов, усугубляющиеся возможными нерасчетными режимами эксплуатации и повышенным влагосодержанием в паре.

Следствием всех выше отмеченных причин является повышенная повреждаемость рабочих лопаток рассматриваемых ступеней. На рис. 2 представлены статистические данные преобладающих видов повреждений лопаток 31-й и 40-й ступеней паровой турбины Т-250/300-240.

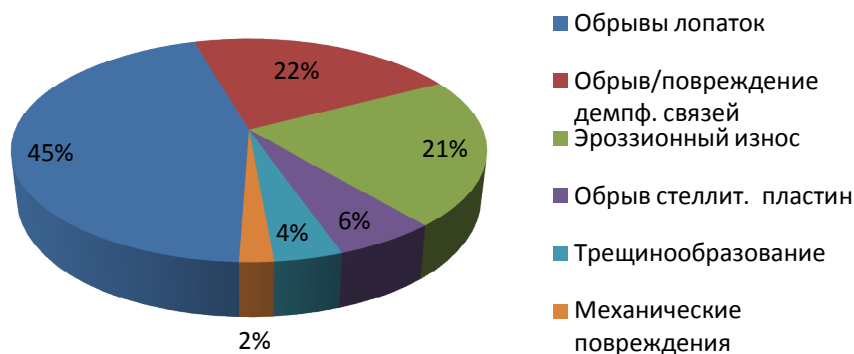


Рис. 2. Статистика повреждений рабочих лопаток 31-й, 40-й ст. турбин Т-250/300-240 (1972-2000 г.)

Не смотря на неполную репрезентативность представленных результатов, можно сделать ряд качественных выводов. Наибольшее число повреждений рассматриваемых лопаток (до 45%) связаны с их обрывом. На рис. 3 представлены типичные случаи обрыва лопаток (на расстоянии 320 мм. и 110 мм. от вершины). На втором месте по частоте повреждений расположены обрывы бандажей (до 22 %) и эрозионный износ (до 21%) лопаток. Более редкими являются случаи обрыва стеллитовых пластин, трещинообразование и механические дефекты. Подробный статистический анализ повреждений лопаточного аппарата рассмотрен в работе [5].

Одной из главных причин всех повреждений являются эрозионные процессы. Лопатки последних ступеней работают в среде влажного пара и подвержены эрозионному разрушению, которое вызывается ударным и кавитационным воздействием капель влаги. Наиболее сильная эрозия входных кромок наблюдается обычно в периферийных сечениях лопаток. Кроме того, подвергаются эрозии и выходные кромки лопаток в корневых сечениях вследствие отрыва потока при частичных нагрузках и связанных с этим обратных токов из выхлопного патрубка. Поэтому важным моментом при создании рабочих лопаток последних ступеней является защита их входных кромок от эрозионного разрушения. Рабочие лопатки из титановых сплавов имеют

более высокую стойкость против эрозии, что подтверждается длительным опытом эксплуатации с неупрочненными входными кромками при окружных скоростях до 550 м/с [3]. Более детально вопрос эрозии ЦНД турбины Т-250/300-240 раскрыт в работе [4.]

Решением проблемы поломок лопаток может послужить отказ от демпферных связей (или уменьшение их количества) и переход к конструкции с цельнофрезерованным бандажом типа Z-lock. Цельнофрезерованным, или интегральным, называется бандаж, выполненный заодно с лопаткой. Лопатки с цельнофрезерованным бандажом применяются как в конструкции лопаток частей низкого давления, так и в конструкции лопаток частей высокого давления.

Выполнение на периферии лопатки интегрального бандажа препятствует упругой раскрутке лопатки. Принцип работы такого типа бандажей основан на взаимодействии сегментов торцевой поверхности бандажа. Поверхности бандажа ориентируют таким образом, чтобы обеспечить их принудительный контакт. Замыкание лопаток на круг осуществляется за счет усилий, возникающих по контактным поверхностям при сборке или из-за раскрутки лопаток в поле центробежных сил. Мало того, контакт поверхностей соседних



Рис. 3. Обрыв лопаток последних ступеней РНД турбин типа Т-250/300-240[2]

лопаток и возникающие на них силы трения создают хорошее демпфирование колебаний. Выполненный интегральный бандаж обычно дополняется цельнофрезерованной полкой в среднем сечении лопатки («снаббером»). Выполнение промежуточной связи в виде «снаббера» позволяет снизить концентрацию напряжений в зоне расположения демпферной связи.

При упругой раскрутке лопаток в поле центробежных сил бандажи в соединении «шип-паз» входят в контакт друг с другом, образуя замкнутую кольцевую связь. Данная конструкция обеспечивает высокие демпфирующие свойства бандажа и одновременно устраняет раскрутку лопаток, улучшая аэродинамические качества ступени. Данное техническое решение обеспечивает ограничение разворота профиля и снижение локальных напряжений в лопатке. Недостатком является усложнение технологии изготовления лопаток, так как место соединения «снаббера» с поверхностью рабочей лопатки имеет сложную конфигурацию для механической обработки.

Использование конструкции с периферийным интегральным бандажом и не более чем одним рядом демпферной проволоки поможет существенно увеличить виброустойчивость и эффективность лопаточного аппарата не менее чем на 3-4% [8].

Проведенный обзор действующей конструкции и их проблем позволил сделать следующие выводы:

1. Существует возможность повышения надежности и эффективности работы лопаточного аппарата последней ступени за счет усовершенствования конструкций межлопаточных связей.
2. Общая конструкция рабочих лопаток последних ступеней охватывает ряд сложных вопросов, таких как аэродинамика активной части пера, прочность ее элементов, условия работы последних ступеней, устойчивость работы в широком диапазоне частот.

На основании проведенного обзора можно сформулировать следующие основные задачи необходимых будущих исследований:

1. Используя метод конечных элементов, исследовать влияние бандажных связей (и их расположения) на аэродинамику потока рабочего тела в последних ступенях паровой турбины. Произвести исследование характера линий тока.
2. Разработать ряд трёхмерных моделей рабочих лопаток последних ступеней с различным

количеством демпферных связей (от 1 до 3), а также использованием цельнофрезерованного бандажа типа Z-lock и полочной бандажной связи типа «снаббер».

3. Выполнить сравнительный анализ результатов расчетов напряженно-деформированного состояния данных лопаток, разработать конструкцию, отвечающую требованиям прочности и вибронадежности.

4. Разработать решения и рекомендации по совершенствованию конструкции лопаток последних ступеней паровых турбин.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бояршинов А.Ю. Совершенствование конструкции рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин с целью улучшения их эксплуатационных характеристик: дис. ... канд. техн. наук: 05.0516 - Харьков, 2016 - 137 с.
2. Должанский П.Р., Доброхотов С.Э. Повышение эксплуатационной надежности рабочих лопаток последних ступеней турбин Т-250/300-240. Надежность и безопасность энергетики. - 2008. №1
3. Левин А.В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин/ А.В. Левин, К.Н. Боришанский, Е.Д. Консон. - Л.: Машиностроение, Ленингр. от-ние, 1981 – 710 с.
4. Медников А.Ф. Определение длительности инкубационного периода процесса каплеударной эрозии рабочих лопаток последних ступеней проектируемых паровых турбин большой мощности: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12 - Москва, 2012 - 192 с.
5. Мурманский Б.Е. Разработка, апробация и реализация методов повышения надежности и совершенствования системы ремонтов паротурбинных установок в условиях эксплуатации: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.12 - Екатеринбург, 2015 - 457 с.
6. Новиков В.А. Технология производства и монтажа паровых и газовых турбин: Учебное пособие. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2009. 607 с.
7. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки: учеб. Пособие для вузов /А.Д. Трухний. М.: МЭИ, 2002. 540 с.
8. Фичорьяк О.М. Исследование и разработка способов повышения эффективности работы мощных теплофикационных турбин: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12 - Москва, 2007 - 180 с.
9. Шубенко А.Л. Деформации кручения длинных лопаток паровых турбин / А.Л. Шубенко, В.П. Сухинин, А.Ю. Бояршинов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. - 2013.-3/8(63)–с.21-24.